

Convertidor Pneumàtic Elèctric per a Sistemes Electropneumàtics sense fils

David Margalef Pallarés
Universitat Politècnica de Catalunya
Av. Víctor Balaguer s/n. 08800 Vilanova i la Geltrú
E-mail: David_margalefp@hotmail.com

Resum — Aquest projecte presenta un disseny d'un convertidor pneumàtic elèctric per sistemes sense fils. El sistema en concret té la finalitat de substituir l'actual connexionat elèctric per un sistema autosuficient de bateries. Per dur a terme aquest disseny es desenvolupen dos sistemes: Sistema Lineal on les bateries seran recarregades per la f.e.m. produïda de la resultant del moviment alternatiu d'un iman permanent dins d'una bobina i un Sistema Rotatiu, on en aquest cas les bateries seran recarregades per la f.e.m. produïda de la resultant del moviment Rotatiu d'un rodet acoblat a un generador. El models són analitzats i validats mitjanat simulació en Matlab Simulink i Unigraphics NX3, amb l'objectiu d'escollir el sistema més òptim.

Paraules clau— Electrovàlvula, Cilindre doble efecte, Iman Neodimi, Rodet, Cassoleta, model matemàtic dinàmic.

1. Introducció

El projecte es podria separar en tres parts. La primera consisteix en realitzar una descripció detallada dels sistemes, explicant els seu funcionament, a més a més d'integrar-lo en l'esquema general d'un sistema d'activació d'electrovàlvules.

La segona part anomenada anàlisi i parametrització del model on s'introduirà el sistema en el programa de càlcul Matlab Simulink on serem capaços de resoldre les equacions diferencials que regeixen aquests processos i posteriorment s'analitzaran les tensions a les que estan sotmeses les seccions crítiques de las diferents peces que componen el conjunt mitjançant elements finits amb l'unigrahics NX3, per la seva posterior anàlisi i validació. Després d'establir una hipòtesis de càlcul per delimitar en que consisteixen les simulacions a realitzar i que volem obtenir, analitzarem els resultats de les simulacions del nostre model, amb aquestes es tractarà de representar el sistemes per a obtenir els valors de les variables representatives (f.e.m.) en funció de la parametrització del disseny, per tal d'escollir el sistema més òptim.

En la tercera part i última acabarem resumint el nostre estudi amb les conclusions, adjuntant la bibliografia emprada.

2. Estudi d'estat de l'art

Inicialment les estacions de vàlvules i amb mòduls bàsics es muntaven a la màquina sense connectors. Actualment, el connexionat elèctric de les estacions per l'activació de les electrovàlvules es pot realitzar utilitzant una connexió externa, un multiconector o mitjançant transmissió serial.



Figura 1: Connexió externa

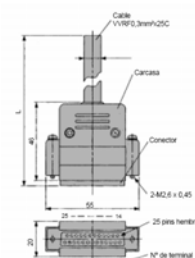


Figura 2: Multiconector



Figura 3: Transmissió serial

3. Sistema Lineal

El funcionament bàsic consistirà amb el moviment alternatiu d'un iman permanent dins d'una bobina.

Utilitzant el principi de Faraday es col·loca un conductor elèctric en forma de circuit en una regió en la que hi ha un camp magnètic. Si el flux Φ a través del circuit varia amb el temps, es pot observar una corrent en el circuit. Mesurant la fem induïda es troba que depèn de la rapidesa de la variació del flux del camp magnètic amb el temps.

$$V_e = -\frac{d\theta}{dt} \quad (1)$$

3.1 Modelització Matemàtica

3.1.1 Model matemàtic del cilindre de doble efecte

• Càmeres del cilindre

El cilindre de doble efecte posseeix dos càmeres separades. A continuació, es desenvoluparà un model matemàtic dinàmic per a cadascuna d'elles, vinculades al canvi de pressions amb la taxa de flux massic i la velocitat de translació del pistó. Les equacions es deriven baix les següents consideracions:

1. L'aire comprimit és un gas perfecte.
2. La pressió d'alimentació es considera constant.
3. La pressió i la temperatura dins de les càmeres es homogenia
4. El procés es considera isotèrmic
5. Es menysprearan les energies cinètiques i potencials.
6. Els processos de càrrega i descàrrega són adiabàtics.
7. No es consideraran fugues d'aire a les càmeres

El model més general per a un volum de gas consta de tres equacions [1]-[2]: l'equació d'estat (Llei del gas ideal), la equació de la conservació de la massa (Llei de continuïtat) i l'equació de l'energia. Les equacions s'apliquen a cada càmera, consideren els volums de control (Figura 6). L'anàlisi es fa per a una càmera (l'altra té una expressió anàloga).

El flux massic es defineix com en [3]:

$$\dot{m} = \frac{d(\rho V)}{dt} \quad (2)$$

L'equació de continuïtat per la taxa de flux massic [3] es:

$$\dot{m}_{ent} - \dot{m}_{sal} = \rho \dot{V} + \dot{V} \rho \quad (3)$$

L'equació de l'energia per a un sistema obert [3] es:

$$\dot{Q} + (\dot{m}_{ent} h_{ent} - \dot{m}_{sal} h_{sal}) - \dot{W} = \frac{dE}{dt} \quad (4)$$

Amb les següents expressions:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{U} \quad (\text{S'han menyspreat } E_c \text{ i } E_p) \quad (5)$$

$$h = k C_v T \quad (\text{Procés isotèrmic}) \quad (6)$$

$$\dot{Q} = q_{ent} - q_{sal} = 0 \quad (\text{Procés adiabàtic}) \quad (7)$$

$$\dot{W} = \dot{P} V \quad (\text{Per definició}) \quad (8)$$

Introduint les equacions (5-8) a la equació (4), queda:

$$k C_v (\dot{m}_{ent} T - \dot{m}_{sal} T) - P \dot{V} = \dot{U} \quad (9)$$

També s'apliquen les següents equacions [4]:

$$P = \rho R T \quad (\text{Llei del gas ideal}) \quad (10)$$

$$\dot{U} = \frac{V \dot{P} + P \dot{V}}{k-1} \quad (\text{Energia interna}) \quad (11)$$

$$C_v = \frac{P}{(K-1)\rho T} \quad (\text{Cv del gas ideal}) \quad (12)$$

Introduint les equacions (10-12) en l'equació (9) i aïllant \dot{P} :

$$\dot{P} = \frac{RTK}{V} (\dot{m}_{ent} - \dot{m}_{sal}) + \frac{kP}{V} \dot{V} \quad (13)$$

Degut a que la transferència de calor al procés d'entrada i sortida es diferent, es substitueix la relació de calor específic (k) per un coeficient de característica tèrmica (α) [5] al segon terme de l'equació (13):

$$\dot{P} = \frac{RTK}{V} (\dot{m}_{ent} - \dot{m}_{sal}) + \frac{\alpha P}{V} \dot{V} \quad (14)$$

Si escollim l'origen del desplaçament del pistó a la meitat del iman, el volum de cada càmera ve donat per la següent equació:

$$V_i = V_{oi} + A_i \left(\frac{1}{2} Lc \pm z \right) \quad (15)$$

Aïllant \dot{V} a l'equació (8) i substituint \dot{W} per $PA_i \dot{z}$, queda:

$$\dot{V} = \frac{\dot{W}}{P} = \frac{PA_i \dot{z}}{p} = A_i \dot{z} \quad (16)$$

Substituint les equacions (15) i (16) a l'equació (14) i considerant a més a més que en el procés de càrrega de la càmera del cilindre els fluxos massics venen donats per: $\dot{m}_{ent} = \dot{m}_i$ i $\dot{m}_{sal} = 0$, i

que en el de descàrrega de la càmera, els fluxos venen donats per: $\dot{m}_{ent} = 0$ i $\dot{m}_{sal} = \dot{m}_i$, s'obtenen les equacions que descriuen el comportament de les càmeres del cilindre:

$$\dot{P} = \frac{RTK\dot{m}_1 - \alpha P_1 A_1 \dot{z}}{V_{01} + A_1 \left(\frac{1}{2} L_c \pm z\right)} \quad (17)$$

• Èmbol del cilindre

El comportament de l'èmbol del cilindre pot ser modelat usant la segona llei de Newton. En la figura 5 es mostra el seu diagrama del cos lliure, del qual resulta (F_f és la força de fregament):

$$P_1 A_1 - P_2 A_2 - \text{sign}(\dot{z}) F_f = M \ddot{z} \quad (18)$$

La força de fregament presenta una component impredecible, originada per diversos factors, com són: la condició de lubricació de l'aire, les condicions d'operació i principalment de la velocitat. Aquesta força de fricció ha estat objecte d'estudi per alguns investigadors amb el fi d'obtenir el seu model matemàtic dinàmic [6] i [7]. Amb aquets models s'han desenvolupat una descripció i representació més detallada i precisa del comportament de la fricció. Aquests van des del més simple, passant per altres més complexos com el model de la força de fricció de Coulomb i el model de fricció viscosa, fins els més elaborats, com els models de Lugre, proposat en [7], on la força de fricció pot expressar-se com el sumatori de la força de Coulomb i una altra viscosa:

$$F_f = F_C + F_V \quad (19)$$

El model de la força de fregament de Coulomb ha estat validat en [8-10], amb la validació experimental de Kang [11]: per conseqüent, aquest és el model utilitzat en aquest treball.

La força de fregament de Coulomb (F_C) i la força de fregament viscosa (F_V) es poden expressar:

$$F_C = \{1 - [\text{sign}(\dot{z})^2]\} F_{SC} + \text{sign}(\dot{z}) F_{dc} \quad (22)$$

$$F_V = \varphi \dot{z} \quad (21)$$

Substituint les equacions (21) i (22) a l'equació (19) s'obté la següent expressió:

$$F_f = \{1 - [\text{sign}(\dot{z})^2]\} F_{SC} + \text{sign}(\dot{z}) F_{dc} + \varphi \dot{z} \quad (22)$$

• Dinàmica de les servo-vàlvules

A continuació es desenvolupa un model del flux d'aire que es desplaça a través d'un orifici d'àrea variable en funció de la pressió d'alimentació de les càmeres i de la pressió d'alimentació i sense tenir en compte els escapaments d'aire utilitzant com equació bàsica la fórmula de la tovera [16], la qual expressa el flux massic ideal isentròpic de la següent manera:

$$\dot{m} = \gamma \cdot \sqrt{\frac{k}{RT}} \cdot P \cdot A_e \quad (23)$$

on, si $P_{atm} > 0.528P$, llavors:

$$\gamma = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\frac{P_{atm}}{P}\right)^{\frac{k+1}{2k}} \cdot \left[\left(\frac{P_{atm}}{P}\right)^{\frac{k+1}{2k}} - 1\right]^{1/2}} \quad (24)$$

sinó, llavors

$$\gamma = \sqrt{\frac{\lambda}{R} \frac{2}{\lambda+1} \frac{\lambda+1}{\lambda-1}} \quad (25)$$

3.1.2 Model electromagnètic

Anem a elaborar un model que expliqui les característiques essencials del moviment del iman en un cilindre. Un iman podem aproximar-lo com un sistema de dos carregues magnètiques iguals i oposades col·locades en els seus extrems. Si la longitud del iman es L , i el seu moment dipolar magnètic és m , les carregues magnètiques valen $q = \pm m/L$.

El camp magnètic en les proximitats d'un pol magnètic té una expressió similar a la del camp elèctric de una càrrega puntual.

$$B = \frac{K}{r^2} \hat{r} \quad (26)$$

on $K = \mu_0 q / 4\pi$. El camp magnètic es radial i el seu mòdul disminueix amb la inversa del quadrat de la distància a la càrrega magnètica. Per a calcular la f.e.m. derivem el flux respecte el temps i el canviem de signe.

El flux total és la suma dels fluxos deguts als camps creats pels dos pols magnètics

$$\phi(x) = \phi_{+q}(x) + \phi_{-q}(x+L) = 2\pi k \left(\frac{x+L}{\sqrt{(x+L)^2 + R^2}} - \frac{x}{\sqrt{x^2 + R^2}} \right)$$

Ara calculem el flux total a través de totes les espiras de la bobina. Es suposa que la bobina té moltes espiras apretades de mode que el n° d'espiras entre les posicions x i $x+dx$ val.

$$dn = \frac{N}{H} dx; \quad \frac{-d\phi(z)}{dt} = - \frac{d\phi(z)}{dx} \frac{dz}{dt} \quad (27)$$

$$V_z = 2\pi k \frac{N}{H} \left(\frac{x+L+H}{\sqrt{(x+L+H)^2 + R^2}} - \frac{x+L}{\sqrt{(x+L)^2 + R^2}} - \frac{z+H}{\sqrt{(z+H)^2 + R^2}} + \frac{z}{\sqrt{z^2 + R^2}} \right) v$$

3.2 Modelat 3D

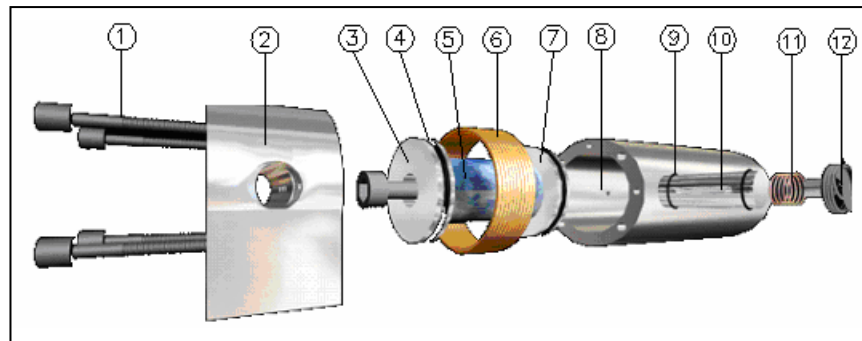


Figura 4: Especejament conjunt Sistema Lineal

1. Cargol Conjunt , 2. Suport , 3.Tapa èmbol superior, 4. Junta Flexible, 5. Iman de Neodimi , 6. Bobina
7. Tapa èmbol inferior, 8. Cilindre, 9. Junta tòrica, 10. Selector, 11. Molla,12. Cargol de Restricció

3.3 Anàlisi i parametrització del model

• Anàlisi cinemàtic

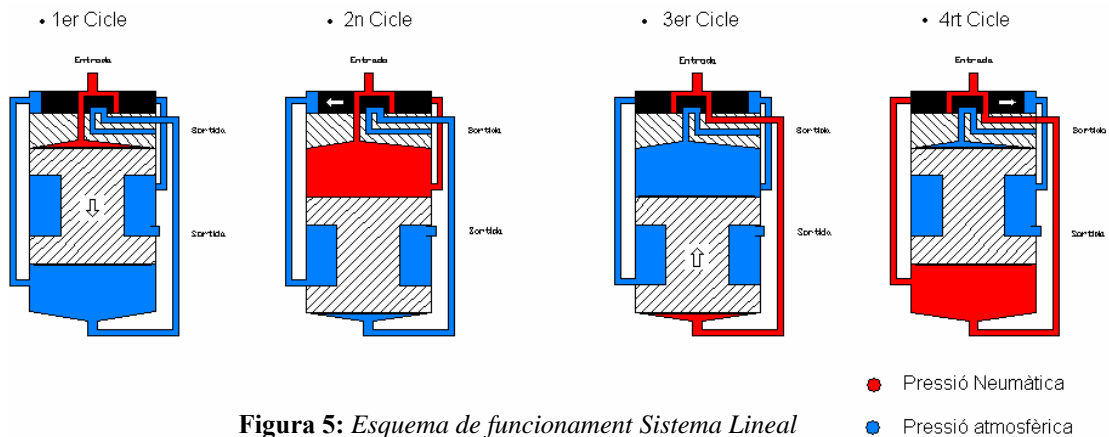


Figura 5: Esquema de funcionament Sistema Lineal

Diagrama del cos lliure:

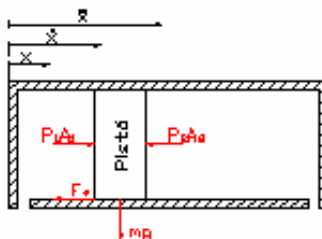


Figura 6: Diagrama del cos lliure del S. Linea

Volum de control de les càmeres:

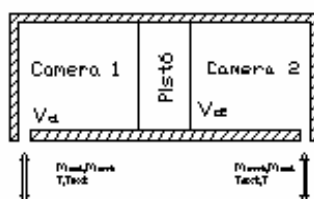


Figura 7: Volum de control de les càmeres

• Anàlisi en Matlab Simulink

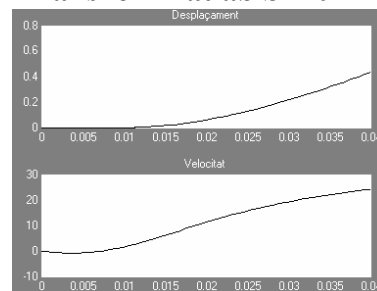


Figura 8 : Desplaçament, x i Velocitat, v

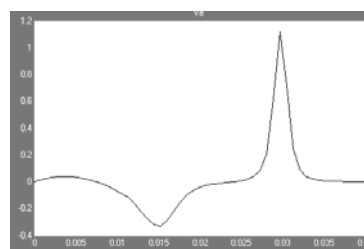


Figura 9: Ve

L'energia per unitat de temps dissipada s'obté avaluant la suma. En el límit continu:

$$P = \sum_z I^2(z)R = 1.5W$$

amb un Rendiment $\eta = 0.9$ degut a les pèrdues per fregament entre l'èmbol i la camisa del cilindre.

Amb aquesta potencia podríem alimentar una estació de fins a tres electrovàlvules, llavors acondicionariem la senyal (mitjançant un pont de díodes un condensador, un convertidor buck, etc.) per tal d'aconseguir una senyal continua i poder carregar una bateria

• Anàlisi per elements finits

En aquest apartat es va a procedir a analitzar les peces més sol·licitades a esforços: Èmbol de Neodimi, Cilindre, Junta Flexible

La simulació es realitza amb NX3, el qual realitza automàticament el mallat de la peça, permet avaluar les tensions de Von Mises i deformacions.

Per tal de saber si les dimensions de les peces són correctes apliquem un coeficient de seguretat de 1.33, aconseguim una tensió admissible de 266.91MPa. Aquest valor ens serviran per saber si la peça ens aguantarà la càrrega sol·licitada.

$$F.S. = \frac{\sigma_u}{\sigma_{adm}(\text{ferro mal·leable})} \rightarrow$$

$$\sigma_{adm}(\text{ferro mal·leable}) = \frac{\sigma_u}{F.S.} = \frac{350(MPa)}{1,33} = 266,91MPa$$

- Mallat de la geometria i condicions de contorn de l'èmbol.

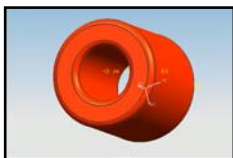


Figura 10: Mallat de l'èmbol

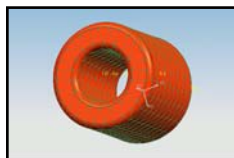


Figura 11: Condições de contorno i forces aplicades a l'estudi de l'èmbol.

- El moviment x,z queda fixat per la camisa del cilindre.
- El desplaçament vertical (direcció y) queda fixat per la part posterior o anterior depenent del moviment d'avanç o de retrocés de l'èmbol.

- Carregues aplicades al cilindre

A continuació es procedirà a avaluar les tensions de Von Mises. Aquets valors seran els que ens ajudaran a determinar les seccions crítiques de la peça. La distribució de la pressió interna de valor 7 bars, és normal a les parets del cilindre.

- Resultats de l'èmbol

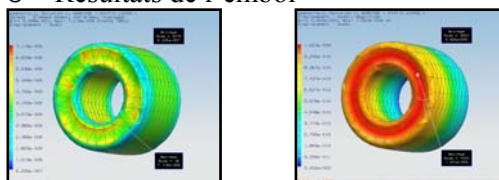


Figura 12 : desplaçament -Magnitud Nodal
Figura 13: Tensió - Element Nodal Von Mises

Segons les imatges pareix que el cilindre tingui unes deformacions molt elevades. Només cal fixar-se amb la llegenda per veure que realment no és així. El desplaçament màxim produït escassament sobrepassa la micra de mil·límetre.

La zona més crítica és part de la peça més sol·licitada amb una tensió màxima $\sigma_u = 7,1e - 6 MPa < \sigma_{adm}(\text{ferro maleble}) = 266,91MPa$, per tant aguanta perfectament.

Nota: En la llibreria del unigraphics NX3 no està el material de l'èmbol, assignem un ferro mal·leable ja que és el que s'aproxima més a les característiques físiques del Neodimi.

4. Sistema Rotatiu

Utilitzant el mateix principi de Faraday que en el sistema anterior, però en aquest la variació del flux s'aconsegueix amb el moviment d'un Rodet.

En aquesta descripció intentarem avaluar el Sistema Rotatiu, per tal de dimensionar les parts constitutives d'aquets tipus de rodet, analitzarem breuement els components principals de que es compona: Injector, Generador, Eix, Cassoleta

4.1 Modelització Matemàtica

4.1.1. Triangle de velocitats

Les velocitats absoluta (C_1) i tangencial (u) tenen la mateixa direcció i sentit; per tant es poden escriure:

$$w_1 = c_1 - u_1 \quad (28)$$

$$\begin{aligned} c_{u1} &= c_1 \\ v &= Q / S \end{aligned} \quad (29)$$

4.1.2. Cabal, Força del Xorro, Potència i Rendiment.

El càlcul del cabal en aplicacions clàssiques:

Si

$$P_2 + 1.013 \leq P_1 + 1.013 \leq 1.89(P_2 + 1.013)$$

Utilitzant "S" :

$$Q = 22.2 \cdot S \sqrt{\Delta P (P_2 + 1.013)} \cdot \sqrt{\frac{273}{273 + T}}$$

Si $P_1 + 1.013 \geq 1.89(P_2 + 1.013)$:

$$Q = 11.1 \cdot S \sqrt{\Delta P (P_2 + 1.013)} \cdot \sqrt{\frac{273}{273 + T}}$$

D'acord amb el principi del canvi de la quantitat de moviment, la força del xorro ve donada per: (30)

$$F_{ch} = \rho \cdot Q \cdot (k_{c_0} \sqrt{2gH_n} - u) \cdot (1 + k_m \cos \beta_2)$$

La expressió (30) representa la força exercida pel xorro sobre la roda, la qual gira amb una velocitat u . D'aquesta forma, al força serà màxima quant $u=0$ (en la partida) i mínima quant c_0 tendeixi a u .

La potència està definida per la força i la velocitat, llavors tenim:

$$N = F_{ch} \cdot u = \rho \cdot Q \cdot (k_{c_0} \sqrt{2gH_n} - u) \cdot (1 + k_m \cos \beta_2) \cdot u$$

$$\eta = \frac{N}{\gamma \cdot Q \cdot H_n} \quad (31)-(32)$$

4.1.3. Determinació dels diàmetres principals.

La velocitat del xorro queda definida per la relació (35) per tant el seu diàmetre (d) queda definit (per la càrrega de disseny) per:

$$d = \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q}{j \cdot c_0} \right)^{1/2} \quad (33)$$

La velocitat tangencial (u) referida al diàmetre Del Rodet (o primitiu) D , ve determinat (29).

Els límits de la raó $\frac{d}{D} = \frac{\text{diàmetre de xorro}}{\text{diàmetre Ro det}}$, es

$$\text{troba entre el rang:} \quad \frac{1}{80} < \frac{d}{D} < \frac{1}{6} \quad (34)$$

Als extrems el funcionament es defectuós: al primer (1/80), l'aire té un camí llarg que recórrer abans d'entrar amb contacte amb les cassoles. Al segon (1/6), la experiència demostra que augmenta les pèrdues a la cassola.

D'aquesta forma, força del xorro quedarà expressada per:

un diàmetre de la roda de 8 a 15 vegades el del xorro. Anteriorment s'ha demostrat que

$$\frac{d}{D} = \frac{\text{diàmetre de xorro}}{\text{diàmetre Ro det}} \text{ esta relacionat amb } n_s,$$

aproximadament per:

$$\frac{d}{D} = \frac{n_s}{288 \cdot \sqrt{k_{c_0} \cdot \eta}} \quad (35)$$

4.1.4. Forma i dimensions de les cassoles.

Les dimensions de la cassola són proporcionals al diàmetre del xorro. Per evitar una destrucció ràpida de les arestes, l'angle a no ha de ser inferior a 20° . L'angle a de 8 a 12° ; no pot ser més petit doncs l'aire que surt d'una cassola no ha de colpejar la següent. De la mateixa forma, al principi de l'atac, l'aire que surt de la cassola ha de ser desviat a l'exterior per no tocar la roda. Els diàmetres de les circumferències exteriors (D_e) i de puntes (D_p) depenen de les proporcions de la cassola. Per un primer càlcul es poden utilitzar les relacions donades per A.Tenot.

$$D_p = D + 2 \cdot \left(\frac{7}{6} d \right) \quad (36)$$

$$D_e = D_p + d \quad (37)$$

D'acord amb les tendències modernes, a la fabricació d'aquest tipus de rodets, en diàmetre exterior (D_e) esta relacionat amb D i n_s per:

$$D_e = (1.028 + 0.013 \cdot n_s) \cdot D$$

4.1.5. Numero de cassoles

El número de cassoles ha de ser seleccionat de forma tal que, qualsevol partícula d'aire provinent del xorro, no passarà per la roda sense ser desviada per alguna cassola, al determinació del pas es facilita pel traçat de les trajectòries relatives.

$$z = 15 + \frac{D}{2d} \quad (38)$$

4.2. Disseny 3D

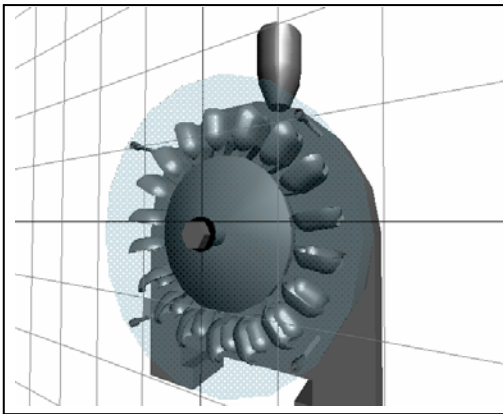


Figura 15: Sistema Rotatiu

4.2.1. Anàlisi i parametrització del model

- Anàlisi cinemàtic

Diagrama del cos lliure:

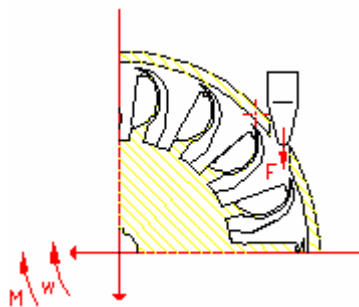


Figura 16: Diagrama del cos lliure del S. rotatiu

- Parametrització del sistema.

Per determinar la velocitat del xorro escollim un $R = 0.01m$

$$\rightarrow F_{ch} = 0.06N$$

Per determinar la Potència utilitzarem l'equació (30):

$$N = 0.42W$$

S'obté un rendiment, $\eta = 53.8\%$

Per determinar el Diàmetre del Rodet utilitzarem l'equació (35):

$$\text{llavors tenim: } D = 0.088m$$

Per a determinar el Número de Cassoletes utilitzarem la equació (39)

$$z = 15 + \frac{0.088}{2 \cdot 0.02} \rightarrow Z = 18 \text{ cassoletes}$$

- Anàlisi per elements finits

Igual que en el sistema anterior es procedirà a l'anàlisi de les peces més sol·licitades a esforços: Cassoleta, Eix

En aquest cas tenim una tensió admissible de 196,99MPa. Aquest valor ens serviran per saber si la peça ens suportarà la càrrega sol·licitada.

$$F.S. = \frac{\sigma_u}{\sigma_{adm(acer)}} \rightarrow \sigma_{adm(acer)} = \frac{\sigma_u}{F.S.} = \frac{262(MPa)}{1,33} = 196,99MPa$$

- Mallat de la geometria i condicions de contorn de la cassoleta

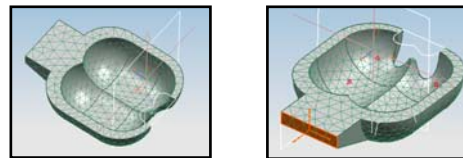


Figura 17: Mallat de la cassoleta

Figura 18: Condiciones de contorn i forces aplicades a l'estudi de la cassoleta

Les condicions de contorn aplicades en aquest càlcul són les següents:

- El moviment x, z queda fixat mitjançant la soldadura que uneixen el disc amb la cassoleta.
- El desplaçament vertical (direcció y) queda fixat per la mateixa soldadura anterior.

- Carregues aplicades a la Cassoleta

Com ja hem vist a l'apartat anterior, obtenim la força del xorro que serà la càrrega aplicada a la cassoleta, el mòdul aproximat de la força és de 1 N.

- Resultats de la Cassoleta

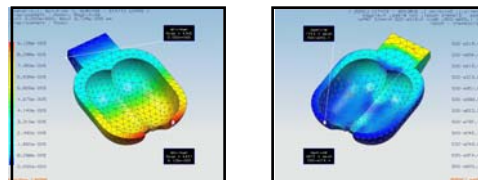


Figura 19 : Representació el desplaçament

Figura 20: tensió - Element Nodal Von Mises

La zona més crítica es part de la peça més sol·licitada amb una tensió màxima $\sigma_u = 4,91e-2 MPa < \sigma_{adm(acer)} = 196,66MPa$, per tant aguanta perfectament.

5. Conclusions

En general en els dos models matemàtics dinàmics del sistema, es poden fer modificacions mitjançant canvis en algunes consideracions assumides, convertint així els models encara més complexos, però més exactes. Els models desenvolupats resulten ser de gran utilitat per al anàlisi i simulació d'altres sistemes que inclouen accionaments pneumàtics, perquè aquests han estat obtinguts tenint en compte la no linealitat existent als elements pneumàtics, provinent de la dinàmica de l'aire comprimit i el fregament intern del cilindre. D'aquesta manera, el model pot utilitzar-se amb sistemes automàtics de control que inclouen actuadors pneumàtics, permeten l'assaig de tècniques de control per a sistemes no lineals.

En particular el sistema Lineal envers el sistema Rotatiu presenta varies avantatges com per exemple un major rendiment, una major potència subministrada o tenint en compte la parametrització de les dimensions com un factor determinant a l'hora d'escollir el sistema més òptim les dimensions més reduïdes del sistema Lineal el fan més viable i competitiu al mercat.

En l'aspecte del disseny estructural els dos sistemes no presenten cap problema de tensions, les seccions crítiques estudiades estan molt per davall de les tensions admissibles validant el disseny realitzat.

6. Llistat de Termes

PMI: Punt Mort Inferior del cilindre
PMS: Punt Mort Superior del cilindre
 \dot{m} , ρ , V: Flux màssic, densitat i volum.
 \dot{m}_{ent} , \dot{m}_{sal} : Flux màssic d'ent. i de sort. de la càmera del cilindre.
 \dot{V} , \dot{r} , \dot{Q} : Der. respecte el t. del volum, densitat i del calor.
 h , h_{ent} , h_{sort} : Entalpia, entalpia de entr i de sort. de la càmera.
 E , \dot{W} : E. total a la càmera i taxa de canvi del treball.
 k , C_v : Relació de calor específic i calor específic a volum constant.
 T , P , q_{ent} , q_{sal} : Temp, pressió, calor que entra i calor que s
 \dot{U} , R : Canvi de l' energia interna i constant del gas ideal.
 \dot{P} : Derivada de la pressió i coefi de caract. tèrmica surt
 V_i , V_{oi} : Volum de la càmera i i volum mort de la càmera i.
 A_i , L_c : Àrea efectiva de la càmera i y carrera màxima del vástago.
 F_f , i : Força de fregament, número de la càmera del cilindre
 F_C , F_{sC} , F_{dC} : F. fregament de Coulomb, estàtica de Coulomb i dinàmica de Coulomb.
 F_v , ϕ : F. fregament viscosa i coeficient de fregament viscosa.
 A_{ef} , P_{crit} : Àrea efectiva del flux de l'orifici i relació de pressió crítica ($P_{crit}=0.528 \cdot b$)

Co: Velocitat del xorro
 k_{cs} : Coef. de la tovera.
 Q : Cabal (NI/min)
 P_2 : Pressió de sort. (bar)
 T : temp del fluid (°C)
 ρ : Densitat de l'aire
 β_2 : Angle de sortida
 D : Diàmetre Del Rodet
 D_p : Diàmetre de Punes
 η : Rendiment
 n : velocitat en RPM.
 j : és el n° de xorros
 u : vel. circumferencial
 P_1 : Pressió d'alimentació (bar).
 S : secció equivalent (mm²)
 F_{ch} : Força del xorro
 K_m : Coef. de la cassoleta
 z : N° de Cassoletes
 d : Diàmetre del Xorro
 D : Diàmetre Exterior
 ns : número específic
 K_u : coef de velocitat

7. Bibliografia

- [1] Richer E., H.Y. (2000). A highperformance pneumatic force actuator system. (Part1: Non linear Mathematical Model). Artículo de Septiembre 2000. Publicación del Periódico ASME. Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, Vol.122, No. 3, pp. 416-425. Universidad Metodista del Sur, Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas a la Ingeniería Mecánica, Dal las, TX75275.
- [2] Van Wylen G., S.R. (1982). Fundamentos de Termodinámica. Ed i to rial Limusa. México.
- [3] Rotty, Ralph (1968). Introducción a la Dinámica de los gases. Editorial R.A. Hermanos Sucesores S.A. Editores. 1ra Edición. México.
- [4] Al-Ibrahim A. y Otis, D. (1992). Transient air temperature and pressure measurements during the charging and discharging processes of an actuating pneumatic cylinder. 45ta Conferencia Nacional Fluid Power.
- [5] Armstrong, B. y Helouvy, H. (1994). Control of Machines with Friction. Publicaciones Académicas Kluwer, Londres.
- [6] Canudas De Wit, C., O.H., A. K., L.P. (1995). A new model for control of systems with friction. IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. 40, No. 5, pp. 419-425.
- [7] Hatipoglu C., O.U. (1998). Robust control of systems involving non-smooth nonlinearities using modified sliding manifolds. Proc. Amer. Contr. Conf., Vol. June, pp. 2133-2137.
- [8] Dupont P., D. P. (1995). Friction modeling and proportional derivative compensation at very low velocities. Trans. ASME Vol. 117, No. 3, pp. 8-14.
- [9] Haessing D., F. B. (1990). On the modeling and simulation of friction. Proc. Amer. Contr. Conf. Vol. 2, pp. 1256-1261.
- [10] Kang Y., K.K. (1997). Friction identification in a sight stabilisation system at low velocities. Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 11. No. 3, pp. 491-505.
- [11] Good R. H. Elliptic integrals, the forgotten functions. Eur. J. Phys. 22 (2001) pp. 119-126.
- [12] Mc Tavish J. P., Field pattern of a magnetic dipole. Am. J. Phys. 68 (6) June 2000, pp. 577-578
- [13] Moore P. y J. Pu; Progression of servo pneumatics toward advanced applications; Fluid Power Circuit, Component and System Design; K. Edge and C. Burrows, Eds. Boldock, U. K.: Research Studies Press; 347-365 (1993).
- [14] Henri P., J. M. Hollerbach; An Analytical and Experimental Investigation of a Jet Pipe controlled electropneumatic Actuator; IEEE Transactions on Robotics and Automation; 14(4), 601-611(1998).
- [15] Bobrow J., M.W. (1998). Modeling, Identification, and Control of a Pneumatically Actuated, Force Controllable Robot. IEEE Transactions on Robotics and Automation, Vol.15, No. 5, pp. 732-742.
- [16] 23. Bashir M., Y.N., F.A., S.J., V.P., V.H. (2000). Modeling a pneumatic servopositioning system with friction. (Procedente de la Conferencia Americana de Control) Junio 2000. Universidad Católica Leuven. Departamen to de Ingeniería Mecánica. Div. de Ing. de Producción, Diseño de Máquina y Automatización Chicago, Illinois, EE.UU.
- [17] "Turbomáquinas hidráulicas" C. Mataix. Ed. ICAI
- [18] International Standard. Pneumatic fluid power – components using compressible fluids – Determination of flow – rate characteristics. ISO 6358:1989(E). Ginebra. ISO, 1989.
- [19] Comité européen de le transmission oledraulic et pneumatic. CETOP RP50P. Paris. CETOP. 1982.

